

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Kinematický a konstrukční rozbor třístupňové planetové
převodovky jízdního kola**

**Kinematic and Structural Analysis of the Bicycle Three-
stage Planetary Gearbox**

Student:

Martin Vonderčík

Vedoucí bakalářské práce:

prof. Ing. Vladimír Moravec CSc.

Ostrava 2012

Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Vonderčík**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Kinematický a konstrukční rozbor třístupňové planetové převodovky
jízdního kola**
**Kinematic and Structural Analysis of the Bicycle Three-stage Planetary
Gearbox**

Zásady pro vypracování:

1. Pro dodaný vzorek zadního náboje jízdního kola s vestavěnou třístupňovou převodovkou proveďte rozbor a vyhodnocení funkcí.
 2. Zpracujte kinematické schéma převodovky.
 3. Nakreslete řezy vnitřními částmi převodovky a proveďte potřebné konstrukční výpočty.
- Písemná část práce bude obsahovat cca 35 stran textu. Nakreslete sestavu převodovky a kinematické schéma převodů.

Seznam doporučené odborné literatury:

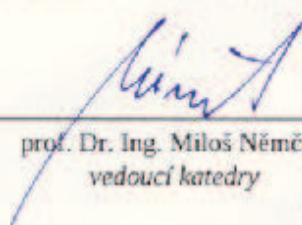
- ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- FARANA, R. aj. *Zpracování závěrečných textů z oblasti automatizace a informatiky*. Včetně anglicko-českého slovníku automatizační techniky a řízení. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004. 116 s. ISBN 80-248-0557-X.
- PETRUŽELKA, J. *Ročníkový projekt. Jak psát bakalářskou práci* [online]. Ostrava: VŠB-TUO, FS, poslední aktualizace 21. 10. 2006 [cit. 2007-04-10]. Dostupný z www: <URL: <http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf>>.
- DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
- MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II*. Ostrava: Montanex, 2001, 291 s. ISBN 80-7225-051-5.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Vladimír Moravec, CSc.**

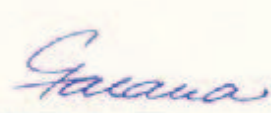
Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry





prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Martin Vonderčík

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).

V Ostravě:.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Martin Vonderčík

Adresa trvalého pobytu autora práce: Dobrovského 3096, 738 01, Frýdek – Místek

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

VONDERČÍK, M. *Kinematický a konstrukční rozbor třístupňové planetové převodovky jízdního kola: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2012, 51s. Vedoucí práce: Moravec, V.

Bakalářská práce se zabývá kinematickým a konstrukčním rozbohem třístupňové planetové převodovky jízdního kola Shimano Nexus Inter 3. V úvodu práce je přehled základních pojmů z oblasti ozubení a planetových převodovek. Další část obsahuje popis jednotlivých částí převodovky, kinematiku a chování převodovky při jednotlivých převodových stupních. Poslední část se zabývá pevnostní kontrolou ozubení převodovky. K práci je přiložen sestavný výkres převodovky.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

VONDERČÍK, M. *Kinematic and Structural Analysis of the Bicycle Three-stage Planetary Gearbox: bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2012, 51p., Thesis head: Moravec, V.

This bachelor work deals with an Kinematic and structural analysis of the bicycle free-stage planetary gearbox Shimano Nexus Inter 3. In the introductory part of the work there is summary of basic concepts from gears and planetary gearbox areas. There is the description of individual parts of the gearbox, kinematics and behavior of gearbox in individual stages in next part. The last part deals with strenght testing of the gears. The work is supplemented with an assembly drawing of the gearbox.

Obsah

Úvod.....	10
1 Druhy ozubení	11
1.1 Základní pojmy	11
1.1.1 Druhy ozubených soukolí	11
1.2 Základní kinematika geometrie ozubení	12
1.2.1 Základní věta pro převod	12
1.2.2 Cykloidní ozubení.....	12
1.2.3 Evolventní ozubení	12
2 Princip činnosti planetových převodovek	14
2.1 Základní pojmy	14
2.2 Výhody a nevýhody planetových ústrojí.....	15
2.3 Stupně volnosti planetových soukolí	15
2.4 Funkční stavy jednoduchého planetového soukolí	17
2.5 Chování planetového soukolí při zabrzdění jednotlivých členů	18
2.5.1 Planetový převod s brzděným korunovým kolem	18
2.5.2 Planetový převod s brzděným unášečem	19
2.5.3 Planetový převod s brzděným centrálním kolem.....	20
2.6 Planetový převod s převodovým poměrem 1	21
3 Podmínky smontovatelnosti planetových převodovek	22
3.1 Podmínka pro pravidelně rozdělené satelity po obvodu unášeče.....	22
3.2 Podmínka stejných osových vzdáleností.....	22
3.3 Podmínka zabránění kolize satelitů.....	22
4 Konstrukční rozbor převodovky Shimano Nexus Inter 3	23
4.1 Rozměry ozubených kol převodovky.....	23
4.2 Kontrola podmínek smontovatelnosti	23
4.2.1 Podmínka pro pravidelně rozdělené satelity po obvodu unášeče	23
4.2.2 Kontrola podmínky stejných osových vzdáleností	23
4.2.3 Kontrola podmínky nekolidujících satelitů.....	25
4.3 Části převodovky	26
4.3.1 Popis částí převodovky	27

5	Silový a kinematický rozbor primárního převodu jízdního kola.....	33
5.1	Výpočet síly na pedálu	33
5.2	Výpočet úhlové rychlosti na vstupu do převodovky.....	34
5.3	Výpočet vstupního kroutícího momentu.....	35
6	Chování převodovky při jednotlivých převodových stupních.....	36
6.1	První stupeň.....	36
6.1.1	Převodový poměr	36
6.1.2	Úhlová rychlost na výstupu	38
6.1.3	Moment na výstupu	38
6.1.4	Silové poměry v ozubení	39
6.2	Druhý stupeň	40
6.2.1	Úhlová rychlost na výstupu	40
6.2.2	Moment na výstupu	40
6.3	Třetí stupeň.....	42
6.3.1	Převodový poměr.....	42
6.3.2	Úhlová rychlost na výstupu	42
6.3.3	Moment na výstupu	44
6.3.4	Silové poměry v ozubení	44
7	Pevnostní kontrola ozubení	46
8	Závěrečné zhodnocení	48
9	Seznam použité literatury	49
	Poděkování.....	50
10	Přílohy.....	51

Seznam použitých značek a symbolů

A, B, C	[-]	Členy planetového soukolí
F	[N]	Síla
M	[N.m]	Krouticí moment
P	[W]	Výkon
R	[mm]	Poloměr
S	[-]	Počet satelitů
S_F	[-]	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
S_H	[-]	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů
a	[mm]	Osová vzdálenost
d	[mm]	Průměr
g	[m.s ⁻²]	Gravitační zrychlení
i	[-]	Převodový poměr
m	[kg]	Hmotnost
n	[ot.min ⁻¹]	Otáčky
n	[-]	Počet pohyblivých členů
o	[-]	Počet obecných dvojic
p	[-]	Počet posuvných dvojic
r	[mm]	Poloměr
v	[m.s ⁻¹]	Obvodová rychlost
w	[-]	Počet stupňů volnosti
x	[mm]	Jednotková korekce
z	[-]	Počet zubů
α	[°]	Úhel
δ	[°]	Úhel

Úvod

Princip planetového převodu vychází z vynálezu centrálního a planetového kola skotského inženýra Williama Murdocha, zaměstnance firmy Boulton and Watt. Tento vynález sloužil k přeměně posuvného vratného pohybu pístu parního stroje na otáčivý. Roku 1781 si vynález centrálního a planetového kola nechal patentovat James Watt. S rozvojem cyklistiky, zejména pak závodů na jízdních kolech, vznikaly požadavky na změnu převodu. Původní řešení, kdy byly pastorky na obou částech zadního kola o rozdílném počtu zubů, bylo značně neefektivní. Jezdec musel zastavit, vymontovat zadní kolo, otočit ho, zase namontovat a až poté mohl vyrazit s jiným převodem. Další vývoj měnitelných převodů vedl ke vzniku řadicích soustav dovnitř náboje zadního kola. První patent na dvoustupňový planetový náboj získal v roce 1896 Angličan William Reilly. Inženýři Henry Sturmey a James Archer začali masově vyrábět vylepšenou planetovou převodovku se třemi převodovými stupni, kterou vyvinuli a roku 1902 nechali patentovat. Následujícího roku firma Sturmey-Archer uvedla další modely vícestupňových nábojů, včetně náboje šestistupňového. Dále se vývoj ubíral směrem k převodům vně náboje, které jsou jednodušší, lehčí a lacinější a staly se tak rozšířenějšími. Tím však planetové převodovky z jízdních kol nevymizely. Vyvíjení nových, vylepšených modelů pokračuje i do dnešních dní, kdy mají stále dostatek příznivců pro jejich nenáročnou údržbu, praktickou nezničitelnost a menší namáhání řetězu.

1 Druhy ozubení

1.1 Základní pojmy

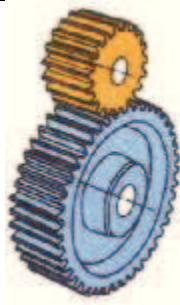

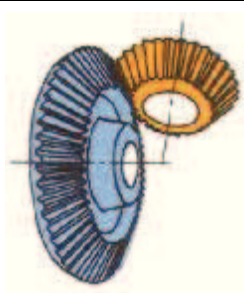
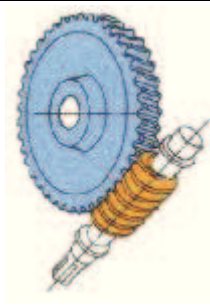
Při konstrukci technických zařízení je nejčastějším úkolem přenos otáčivého pohybu a kroutícího momentu z místa A na místo B. K tomuto se velmi často využívají převody ozubenými koly. Jsou to mechanismy, které vytváří kinematickou a tvarovou vazbu mezi hnacím a hnaným hřídelem. Umožňují plynulý přenos energie a otáčivého pohybu. Při přenosu se může měnit rychlost a směr otáčivého pohybu. Pohyb se přenáší tak, že zuby jednoho ozubeného kola zapadají do zubových mezer kola druhého. Tím je zajištěn přenos sil bez vzájemného prokluzu kol, který vzniká u řemenových nebo třecích převodů.

1.1.1 Druhy ozubených soukolí

Ozubená soukolí nejčastěji dělíme podle polohy os, mezi kterými jsou pohyb a kroutící momenty přenášeny.

- čelní: osy hřídelů jsou rovnoběžné
- kuželové: osy hřídelů jsou různoběžné
- šroubové, šnekové, hypoidní, spiroidní a další: osy hřídelů jsou mimoběžné

Tab. 1 Druhy ozubených soukolí [6]

Čelní ozubení se zuby		Kuželové ozubení	Šnekové ozubení
Přímými	Šikmými		
			
Ravnoběžné osy		Různoběžné osy	Mimoběžné osy

1.2 Základní kinematika geometrie ozubení

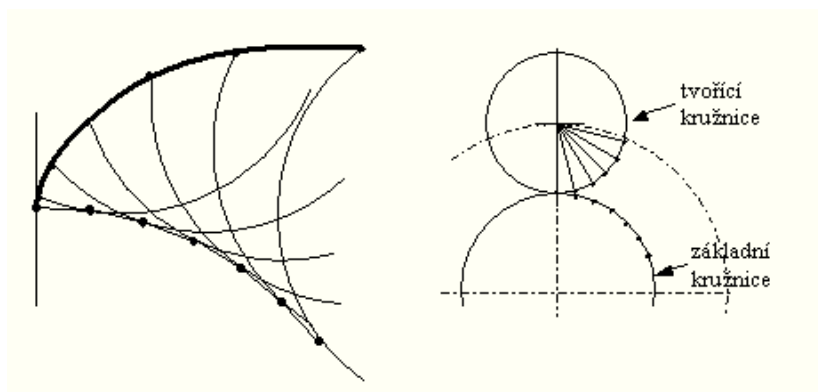
1.2.1 Základní věta pro převod

Dva boky zubů při plynulém záběru přenášejí otáčivý pohyb při stálém převodovém poměru tehdy, jestliže jejich společná normála prochází v každém okamžiku relativního pohybu, který dělí spojnicí středů os na úseky i v opačném poměru úhlových rychlostí. To znamená splnění požadavku, aby při konstantní úhlové rychlosti hnacího kola byla konstantní i úhlová rychlost kola hnaného.

Tuto podmínku splňují pouze ozubení, jejichž boční křivku tvoří evolventa nebo cykloida.

1.2.2 Cykloidní ozubení

Označení cykloidní ozubení není přesné a úplné. Boční křivku cykloidního ozubení tvoří epicykloida. Epicykloida vzniká jako křivka, kterou opisuje bod tzv. tvořící kružnice při jejím odvalování po jiné, tzv. základní kružnici. Konstrukce epicykloidy je znázorněna na Obr. 1. Cykloidní ozubená kola se používají zřídka z důvodu jejich nákladné výroby. Jedná se však o velice přesné ozubení.

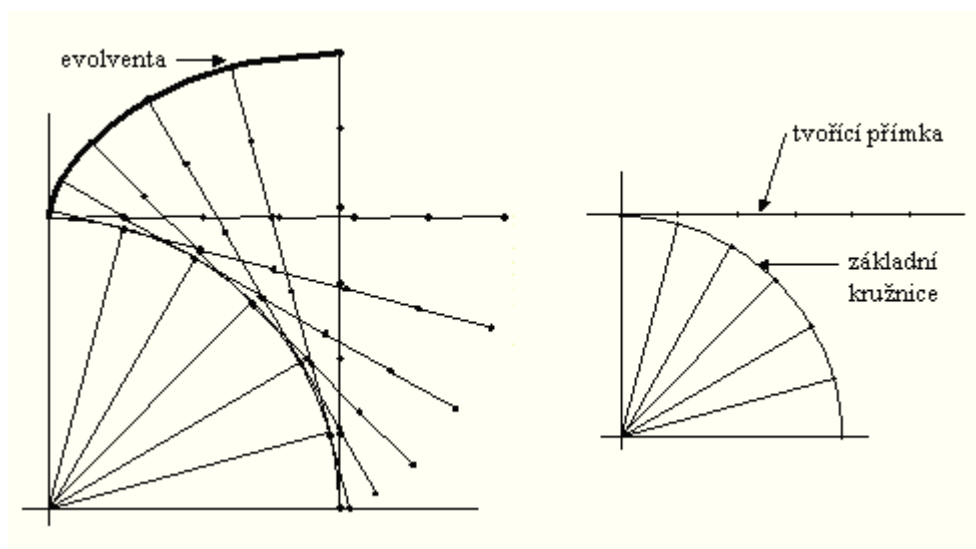


Obr. 1 Tvorba cykloidy [5]

1.2.3 Evolventní ozubení

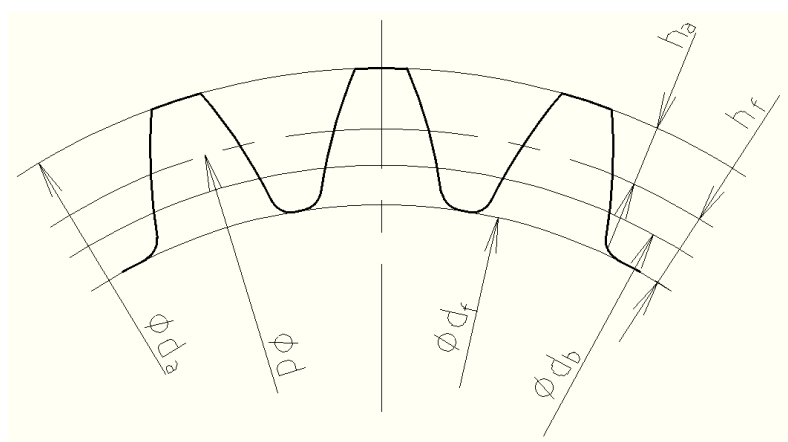
Evolventa je křivka vznikající odvalováním tvořící přímky po základní kružnici. Konstrukce evolventy je patrná z Obr. 2. Evolventa dobře splňuje požadavky na

konstantní převodový poměr, evolventní ozubení je relativně nenáročné na výrobu a má nízké třecí ztráty. Dnes je evolventní ozubení nejrozšířenějším používaným typem ve strojírenství díky snadné výrobě a dobré normalizaci nástrojů pro jeho výrobu.



Obr. 2 Tvorba evolventy [5]

Základní rozměry ozubení:



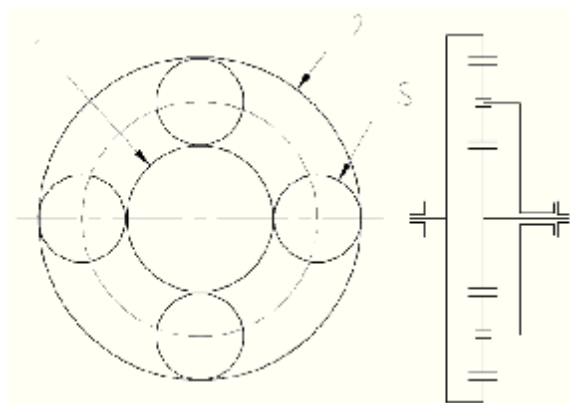
Obr. 3 Základní rozměry ozubení

d_a – hlavová kružnice, d_f – patní kružnice, d – roztečná kružnice, d_b – základní kružnice,
 h_a – výška hlavy zubu, h_f – výška paty zubu

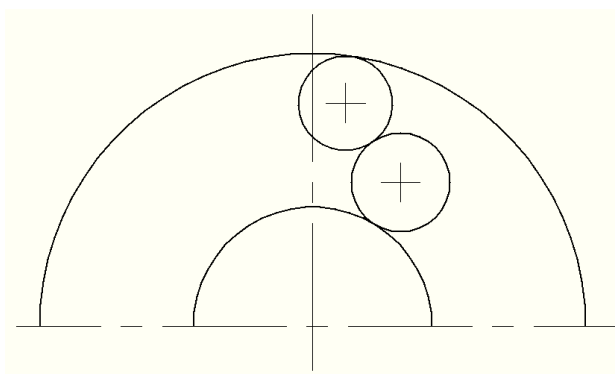
2 Princip činnosti planetových převodovek

2.1 Základní pojmy

Planetová soukolí jsou tvořena soustavou ozubených kol a unáščem. Centrální kola jsou souosa s unáščem a centrální osou celého planetového mechanismu. Další ozubená kola, tzv. satelity, jsou otočně uložena na unášči. Zabírají buď s centrálními koly, nebo navzájem mezi sebou. Při rotaci unášče tedy satelity konají pohyb složený ze dvou rotací. Centrální kola s vnějším ozubením nazýváme jednoduše centrální kola (označení 1). Centrální kola s vnitřním ozubením nazýváme korunová kola (koruny, označení 2). Satelity (označení S) mohou mít jeden ozubený věnec, pak je nazýváme jednoduché nebo 2 i více věnců. V nejjednodušším případě satelity zabírají s ozubením centrálního i planetového kola (Obr. 4).



Obr. 4 Příklad jednoduchého planetového soukolí



Obr. 5 Příklad planetového soukolí s více satelity

Obecně však satelity mohou zabírat v řadě mezi sebou, při čemž koncové satelity zabírají s různými koly (Obr. 5). V celém mechanismu pak může být takovýchto satelitových řad několik.

2.2 Výhody a nevýhody planetových ústrojí

Výhody:

- Nižší hmotnost oproti klasickým převodovkám
- Menší rozměry díky souosému uspořádání hnacího a hnaného hřídele
- Nízké radiální zatížení ložisek centrálních členů
- Vysoká účinnost
- Menší hlučnost díky tuhé konstrukci nepřipouštějící deformace
- Potřeba menších modulů, tím pádem menší a přesnější ozubení
- Jednoduché řazení díky kolům ve stálém záběru

Nevýhody:

- Složitější konstrukce, větší nároky na přesnost výroby i montáže
- Vyšší výrobní náklady
- Při malém převodovém poměru má planetová převodovka více kol než klasické
- Některé omezující podmínky (smontovatelnost)

2.3 Stupně volnosti planetových soukolí

Počet stupňů volnosti je jedním ze základních údajů charakterizujících vlastnosti převodových ústrojí. Zajímá nás především tzv. funkční počet stupňů volnosti, tj. počet stupňů volnosti ideálního mechanismu bez nadbytečných uložení (pasivních vazeb), jehož všechny členy konají pouze pohyb příslušný jejich funkci v mechanismu. Je to počet nezávislých kinematických veličin stejného druhu (úhlové pootočení, úhlová rychlost,

úhlové zrychlení), které je nutno zadat, aby bylo možno tuto veličinu jednoznačně určit pro všechny členy mechanismu. Pro rovinný mechanismus platí vztah pro určení počtu stupňů volnosti w :

$$w = 3.n - 2.(r + p) - o \quad (1)$$

kde: n – počet pohyblivých členů
 r – počet rotačních dvojic
 p – počet posuvných dvojic
 o – počet obecných dvojic (záběrů ozubených kol)

U ozubených a planetových soukolí všechny pohyblivé členy vykonávají rotační pohyb, a je tedy $n = r$. U těchto mechanismů nejsou posuvné dvojice a tedy $p = 0$. Dosažením do rovnice (1) obdržíme jednoduchý vztah k určení funkčního počtu stupňů volnosti ozubených a planetových soukolí:

$$w = n - o \quad (2)$$

Při použití vzorce (2) je důležité si uvědomit, že je nutno počítat jen s tolika členy, kolik jich je nezbytně nutných z kinematického hlediska. Ostatní členy (satelity) tvoří nadbytečná spojení. Rovnice (2) byla odvozena pro rovinný mechanismus s čelními ozubenými koly, ale lze ji použít i pro soukolí tvořená kuželovými i jinými ozubenými koly.

Z rovnice (2) vyplývají tyto závěry:

- Ozubený mechanismus s nehybnými osami kol bez řadících spojek může mít z pravidla pouze 1° volnosti, protože počet záběrů je o jedničku menší, než počet pohyblivých členů (ozubených kol).
- Větší počet stupňů volnosti než jeden může mít planetové soukolí, u kterého je pohyblivý unášec spojen s ostatními členy nikoliv dvojicí obecnou, ale rotační.

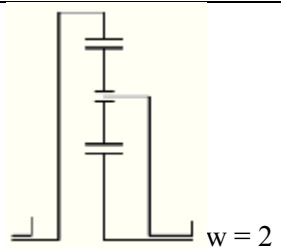
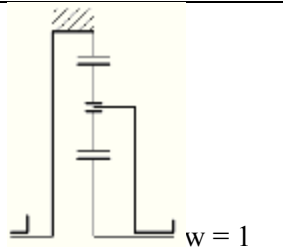
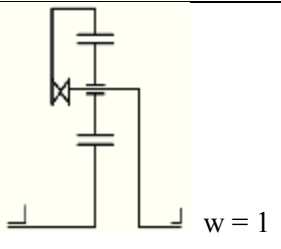
Maximální možný počet stupňů volnosti může být o jedničku větší, než je počet unášeců.

- Počet stupňů volnosti můžeme zmenšit zmenšením počtu pohyblivých členů (jejich zastavením nebo spojením dvou členů v jeden) anebo zvětšením počtu záběrů. Zvětšení počtu stupňů volnosti dosáhneme zvětšením počtu pohyblivých členů, jejich uvolněním, nebo rozpojením jednoho členu do dvou členů nebo zmenšením počtu záběrů.

2.4 Funkční stavy jednoduchého planetového soukolí

Ze složení jednoduchých planetových soukolí vyplývají tyto tři možné funkce (Tab. 2):

Tab. 2

a) diferenciál	b) převod ($i \neq 1$)	c) direkt ($i=1$)
 $w = 2$	 $w = 1$	 $w = 1$

- Diferenciál se 2° volnosti; všechny členy jsou pohyblivé, není možný reakční člen; tento stav umožňuje skládat nebo rozkládat pohyby.
- Jednoduchý převod, tj. ústrojí s 1° volnosti a jedním reakčním členem. Je-li reakční člen unášec, nazýváme takto vytvořený převod prostý. (Nejde tu pak vlastně o soukolí planetové, ale ozubené – unášec je spojen s rámem). Je-li reakční člen centrální kolo, jde o převod planetový.
- Spojka s 1° volnosti; obdržíme ji spojením libovolných dvou členů planetového soukolí; celé soukolí se pak otáčí jako celek a nemůže mít samozřejmě reakční člen.

2.5 Chování planetového soukolí při zabrzdění jednotlivých členů

Schéma značení převodu

$$i_{AB}^C \quad (3)$$

$$A \rightarrow B(C) \quad (4)$$

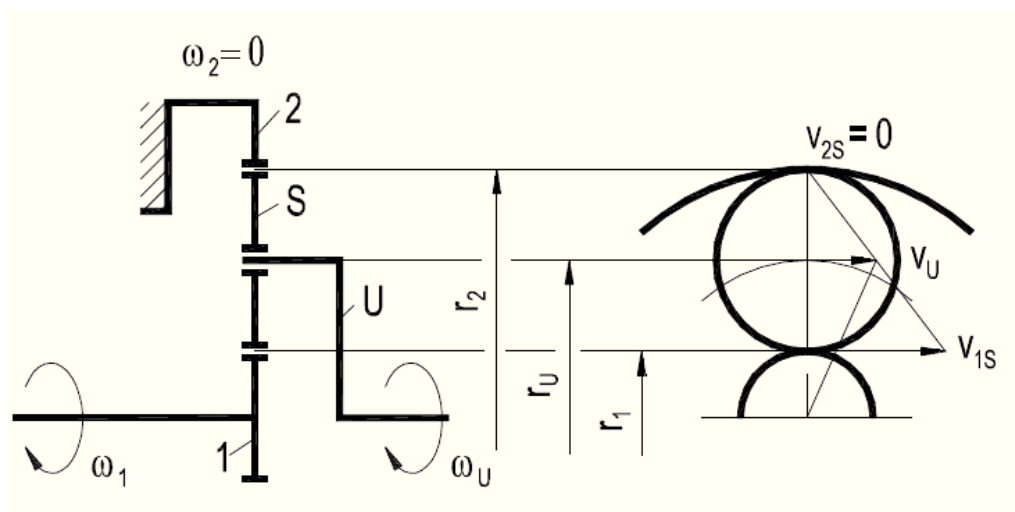
Kde:

A - hnací člen, B - hnaný člen, C - zabrzděný člen

2.5.1 Planetový převod s brzděným korunovým kolem

Jedná se o nejpoužívanější typ planetového převodu. Dosahuje největších (nejmenších) převodových poměrů, smysl otáčení vstupu a výstupu se nemění. Lze dosáhnout převodů

$$i_{1U}^2 = 3 \div 7, \text{ resp. } i_{U1}^2 = 0,15 \div 0,33 .$$



Obr. 6 Rychlostní poměry při zastaveném korunovém kole [3]

Obvodové rychlosti

$$v_{1S} = r_1 \cdot \omega_1 \quad (5)$$

$$v_U = r_U \cdot \omega_U = \frac{v_{1S}}{2} = \frac{r_1 \cdot \omega_1}{2} \quad (6)$$

Převodový poměr při použití jako reduktor

$$i_{1U}^2 = 1 + \frac{r_2}{r_1} = 1 + \frac{z_2}{z_1} \quad (7)$$

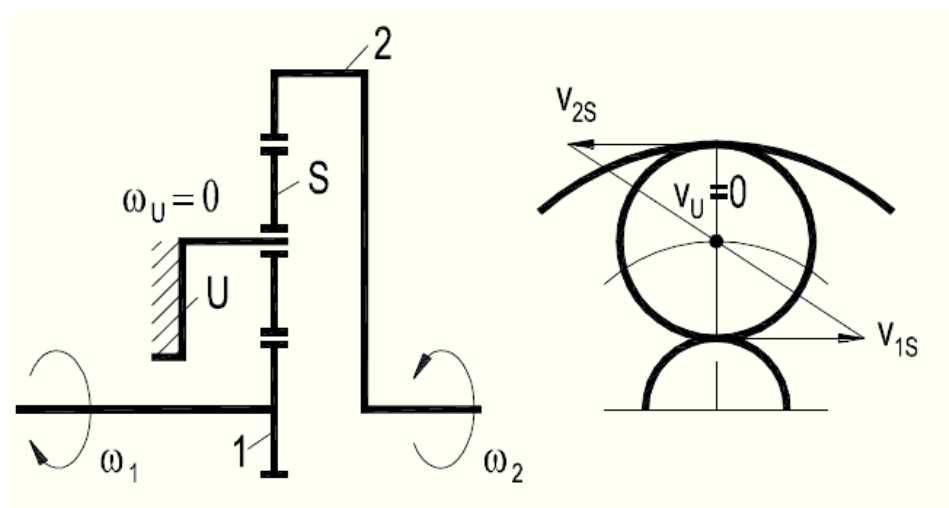
Převodový poměr při použití jako multiplikátor

$$i_{U1}^2 = \frac{1}{1 + \frac{r_2}{r_1}} = \frac{1}{1 + \frac{z_2}{z_1}} \quad (8)$$

2.5.2 Planetový převod s brzděným unáščem

Jedná se v podstatě o převod s pevným vloženým kolem, tudíž se převrací smysl otáčení vstupního a výstupního členu. Dosahujeme převodových poměrů $i_{21}^U = -2 \div -5$ resp.

$$i_{21}^U = -0,2 \div -0,5.$$



Obr. 7 Rychlostní poměry při zastaveném unášči [3]

Obvodové rychlosti

$$v_{1S} = r_1 \cdot \omega_1 \quad (9)$$

$$v_{2S} = -r_2 \cdot \omega_2 \quad (10)$$

Převodový poměr při použití jako reduktor

$$i_{12}^U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_2}{r_1} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (11)$$

Převodový poměr při použití jako multiplikátor

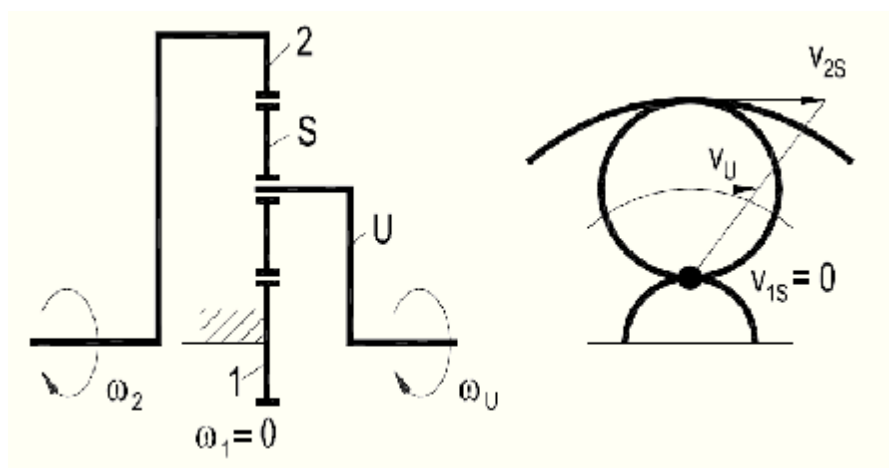
$$i_{21}^U = -\frac{z_1}{z_2} \quad (12)$$

2.5.3 Planetový převod s brzděným centrálním kolem

Tímto uspořádáním dosahujeme nejmenších převodových poměrů $i_{2U}^1 = 1,2 \div 1,5$ resp.

$i_{U2}^1 = 0,6 \div 0,8$, ale s nejvyšší účinností (až 0,99). Využívá se většinou v kombinaci

s jiným zapojením u složitějších převodů (diferenciální a automatické převodovky). U jízdních kol pro běžné použití není požadavek na vysoký rozsah převodových poměrů, proto se zde tohoto zapojení využívá.



Obr. 8 Rychlostní poměry při zastaveném centrálním kole [3]

Obvodové rychlosti

$$v_{2S} = r_2 \cdot \omega_2 \quad (13)$$

$$v_U = r_U \cdot \omega_U = \frac{v_{2S}}{2} = \frac{r_2 \cdot \omega_2}{2} \quad (14)$$

Převodový poměr při použití jako reduktor

$$i_{2U}^1 = \frac{\omega_2}{\omega_U} = \frac{2 \cdot r_U}{r_2} = \frac{r_1 + r_2}{r_2} = \frac{r_1}{r_2} + 1 = 1 + \frac{z_1}{z_2} \quad (15)$$

Převodový poměr při použití jako multiplikátor

$$i_{U2}^1 = \frac{1}{1 + \frac{z_1}{z_2}} \quad (16)$$

Toto uspořádání s brzděným centrálním kolem má i převodovka Shimano Nexus Inter 3.

2.6 Planetový převod s převodovým poměrem 1

Poslední možností je zablokování dvou prvků planetového ústrojí, tím vznikne tzv. direkt.

Takové uspořádání má pak převodový poměr $i = 1$.

3 Podmínky smontovatelnosti planetových převodovek

3.1 Podmínka pro pravidelně rozdělené satelity po obvodu unášče

$$\frac{z_1 + z_2}{S} = \text{celé číslo} \quad (17)$$

Kde: S – počet satelitů

3.2 Podmínka stejných osových vzdáleností

$$a_{1S} = a_{2S} \Rightarrow z_1 + z_S = z_2 - z_S \Rightarrow z_2 - 2 \cdot z_S - z_1 = 0 \quad (18)$$

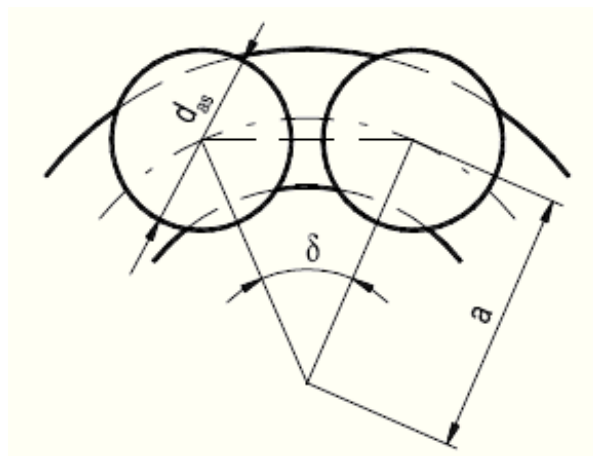
Tato podmínka platí pouze pro nekorigované soukolí.

3.3 Podmínka zabránění kolize satelitů

$$\left. \begin{array}{l} 2 \cdot a \cdot \sin \frac{\delta}{2} > d_{aS} + (1 \div 2) \text{ mm} \\ \delta = \frac{360^\circ}{S} \end{array} \right\} \quad (19)$$

Kde: d_{aS} – hlavový průměr satelitů

a – osová vzdálenost



Obr. 9 Kolize satelitů [3]

4 Konstrukční rozbor převodovky Shimano Nexus Inter 3

4.1 Rozměry ozubených kol převodovky

Po rozebrání převodovky jsem orientačně zjistil hodnoty uvedené v Tab. 3.

Tab. 3 Přibližné rozměry ozubených kol

	Centrální kolo (1)	Satelity (S)	Korunové kolo (2)
Roztečný průměr d [mm]	12	9,75	33
Hlavový průměr d_a [mm]	13,8	11,4	31,7
Patní průměr d_f [mm]	10,3	8	35,2
Počet zubů	16	13	44
Modul [mm]	0,75	0,75	0,75
Rozměr přes 2 zuby [mm]	3,5	3,6	
Rozměr přes 3 zuby [mm]	5,75	5,8	5,7
Rozměr přes 4 zuby [mm]			8

4.2 Kontrola podmínek smontovatelnosti

4.2.1 Podmínka pro pravidelně rozdělené satelity po obvodu unášeče

Dle rovnice (17):

$$\frac{16 + 44}{4} = 15 \quad (20)$$

Z rovnice (20) vyplývá, že převodovka této podmínce vyhovuje.

4.2.2 Kontrola podmínky stejných osových vzdáleností

Dle rovnice (18):

$$44 - 2 \cdot 13 - 16 = 2 \quad (21)$$

Z rovnice (21) je patrné, že tato podmínka není splněna. Z toho plyne, že soukolí je korigováno.

4.2.2.1 Přibližné určení korekcí ozubených kol

K určení korekcí využiji katedrální software Geometrie [7]. Hodnoty korekcí jsou pouze orientační.

Geometrický výpočet ozubení

Zadání | Měry ozubení | ☒ Vnější ☐ Vnitřní ☐ Kruželové

Povinný vstup :

Normální modul m_n 0.75 [mm]
Počet zubů pastorku z_1 13
Počet zubů kola z_2 16
Sklon zubů roztečný β 0.0000 [°]
Společná šířka zubů b 8 [mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí x_Σ 1.400000
Korekce pastorku x_1 0.7
Korekce kola x_2 0.7
Osová vzdálenost pracovní a_w 11.723586 [mm]
Úhel záběru valivý čelní α_{tw} 29.346122 [°]
Boční vůle j_n 0.000 [mm]
Nuluj Rozděl korekce Vyr.skluzu

Základní profil :

☒ Standard ☐ Nestandard ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku h_{a1}^* 1.0000
Poměrná výška hlavy kola h_{a2}^* 1.0000
Poměrná hlavová vůle pastorku c_1^* 0.2500
Poměrná hlavová vůle kola c_2^* 0.2500
Poměrný rádius paty pastorku ρ_{f1}^* 0.3800
Poměrný rádius paty kola ρ_{f2}^* 0.3800
Úhel profilu α_n 20.0000 [°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku d_{a1} 11.90000 [mm]
Hlavový průměr kola d_{a2} 14.15000 [mm]
Výpočetní hlavové průměry

KOMPLEXNÍ KONTROLA Uložit vstupy Načíst vstupy Help Konec

Obr. 10 Přibližné určení korekcí centrálního kola a satelitů [7]

Z obr. 10 lze vyčíst, že hodnoty korekcí centrálního kola a satelitů jsou přibližně:

Korekce centrálního kola: $x_1 = 0,7\text{mm}$

Korekce satelitů: $x_s = 0,7\text{mm}$

Geometrický výpočet ozubení

Zadání | *Míra ozubení* | ☒ Vnější ☒ Vnitřní ☐ Kuželové Fellow

Povinný vstup :

Normální modul	m_n	0.75	[mm]
Počet zubů pastorku	z_1	13	
Počet zubů kola	z_2	44.00	
Sklon zubů roztečný	β	0.0000	[°]
Společná šířka zubů	b	8	[mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí	x_Σ	-0.135540	
Korekce pastorku	x_1	0.7	
Korekce kola	x_2	-0.83554	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	-11.723589	[mm]
Úhel záběru valivý čelní	α_{tw}	21.284364	[°]
Boční vůle	j_n	0.000	[mm]

Základní profil :

☒ Standard ☐ Nestandard ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku	h_{a1}^*	1.0000	
Poměrná výška hlavy kola	h_{a2}^*	1.0000	
Poměrná hlavová vůle pastorku	c_1^*	0.2500	
Poměrná hlavová vůle kola	c_2^*	0.2500	
Poměrný rádius paty pastorku	ρ_{f1}^*	0.3800	
Poměrný rádius paty kola	ρ_{f2}^*	0.0000	
Úhel profilu	α_n	20.0000	[°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku	d_{a1}	11.90000	[mm]
Hlavový průměr kola	d_{a2}	-32.80000	[mm]

KOMPLEXNÍ KONTROLA

Obr. 11 Přibližné určení korekcí korunového kola [7]

Z Obr. 11 lze vyčíst, že hodnoty korekcí korunového kola je přibližně:

$$x_2 = -0,836mm$$

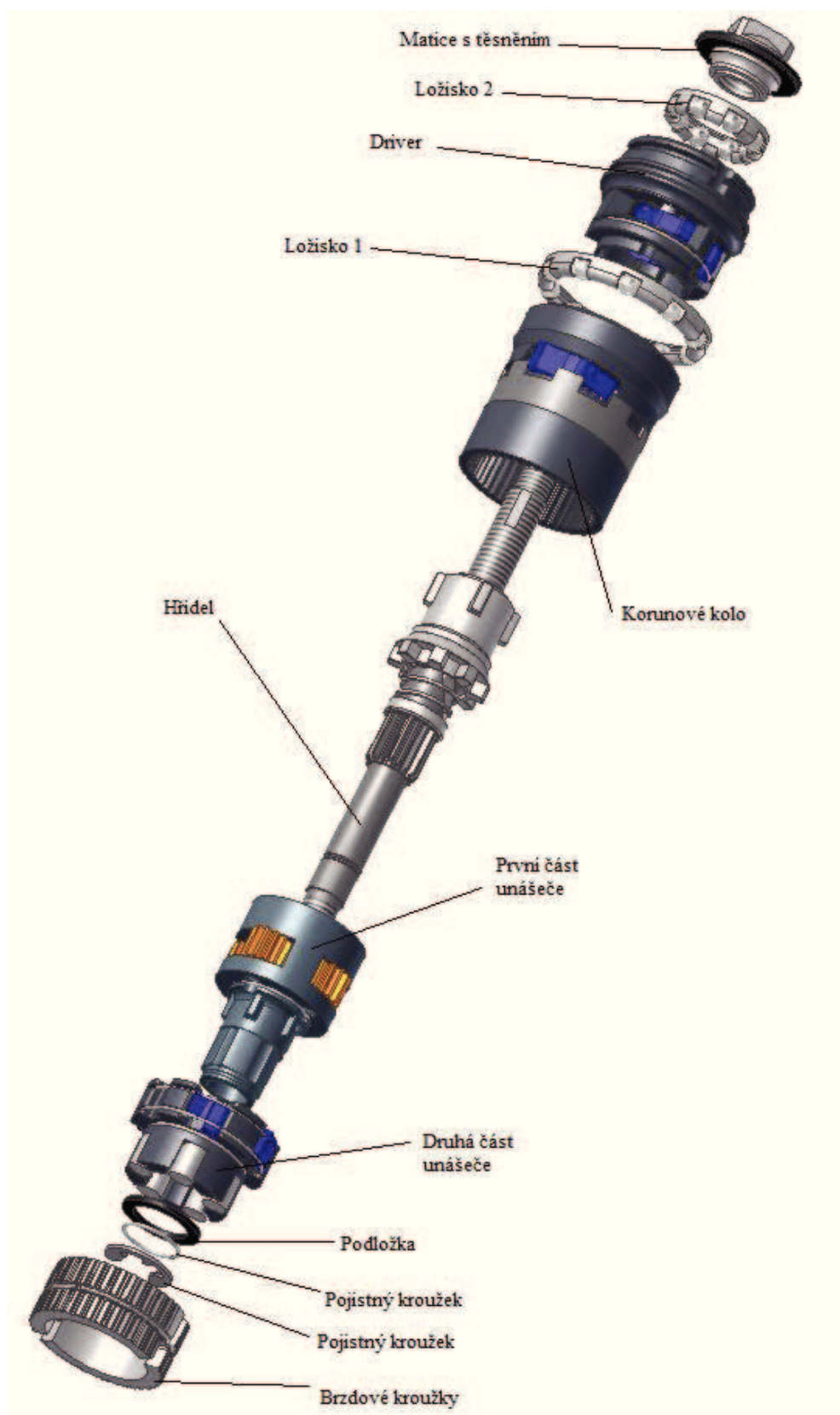
4.2.3 Kontrola podmínky nekolidujících satelitů

Dle rovnic (19):

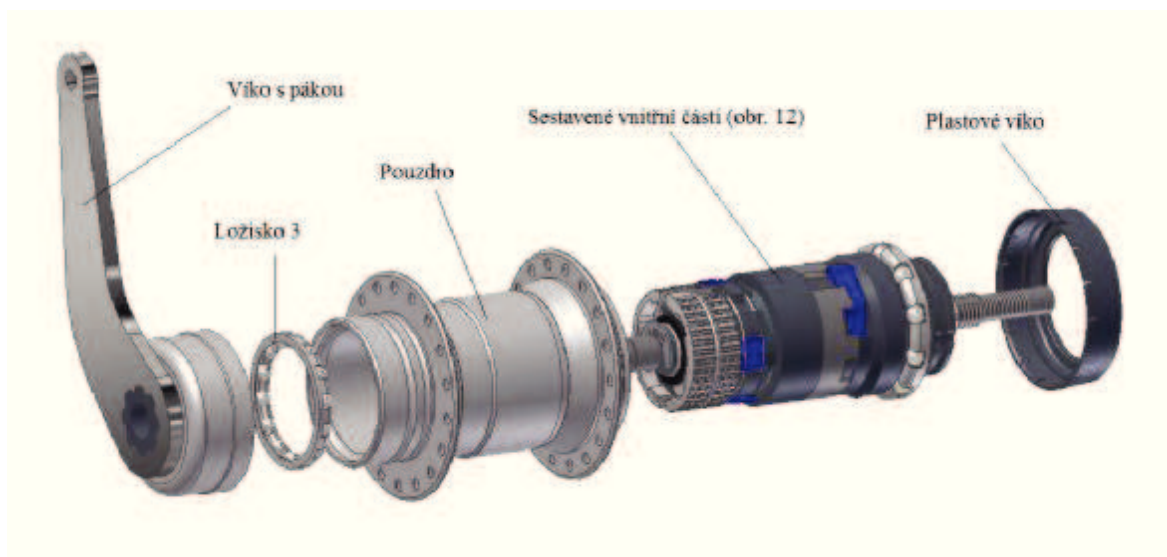
$$\left. \begin{aligned} \delta &= \frac{360^\circ}{S} = \frac{360^\circ}{4} = 90^\circ \\ 2.a.\sin \frac{\delta}{2} &> d_{aS} + (1 \div 2) \\ 2.11,72.\sin \frac{90^\circ}{2} &> 11,4 + 2 \\ 16,57 &> 13,4 \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Z rovnic (22) vyplývá, že převodovka tuto podmínku splňuje.

4.3 Části převodovky



Obr. 12 Schéma sestavení vnitřních částí převodovky



Obr. 13 Schéma sestavení zbylých částí převodovky

Na Obr. 12, Obr. 13 je znázorněno, jak do sebe jednotlivé součásti převodovky zapadají

4.3.1 Popis částí převodovky

- Hřídel

Hřídel je jedním ze základních prvků planetové převodovky a je součástí centrálního kola. S hřídelí je spojena spojka, která mění jednotlivé převodové stupně. Ta je ovládána dírou v ose hřídele řadícím mechanismem. Na spojku působí tlačná pružina vracející ji do výchozí polohy.



Obr. 14 Hřídel se spojkou

- Unášeč

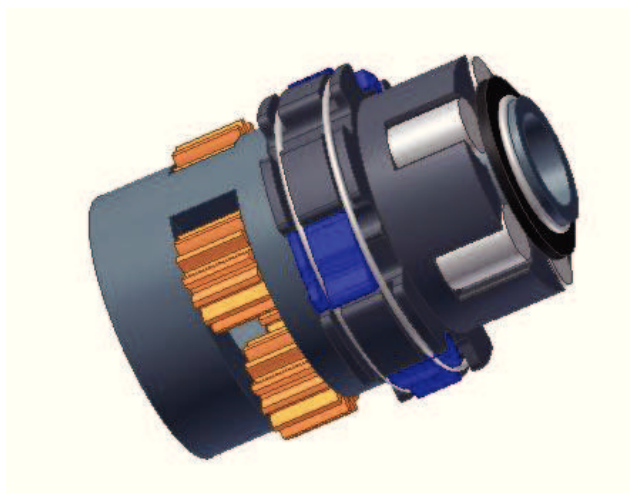
Unášeč (Obr. 17) se skládá ze dvou základních částí. V první části (Obr. 15) jsou usazeny 4 satelity (Obr. 18). Druhá část (Obr. 16) se na první může díky drážkování o pár stupňů natáčet. To je důležité k ovládání brzdy. Díky tomu, jak je první část unášeče tvarována, dochází při natočení druhé části unášeče k roztažení válečků a tím pádem i roztažení brzdových kroužků (Obr. 20). Brzdové kroužky se začnou třít o pouzdro převodovky, čímž dojde k zastavení bicyklu. K aktivaci brzdy dojde při šlapání „dozadu“. Ovládání brzdy tedy funguje jako na jízdních kolech s torpédem. Funkce brzdy je znázorněna na (Obr. 21). Drážky zevnitř brzdových kroužků slouží k uchycení k rámu kola, aby nedocházelo k jejich protáčení, pomocí páky. Na druhé části unášeče se nachází soustava čtyř západek (Obr. 19), které slouží k přenosu kroutícího momentu z unášeče na pouzdro převodovky. Ty jsou aktivní pouze při prvním převodovém stupni. Při druhém a třetím stupni se pouzdro otáčí s větší úhlovou rychlostí než unášeč, tím pádem západky přeskakují v drážkách pouzdra a vydávají tak cvakavý zvuk. Tyto západky cvakají také v případě, pokud je kolo v pohybu, ale jezdec nešlape, a to i při prvním stupni.



Obr. 15 První část unášeče



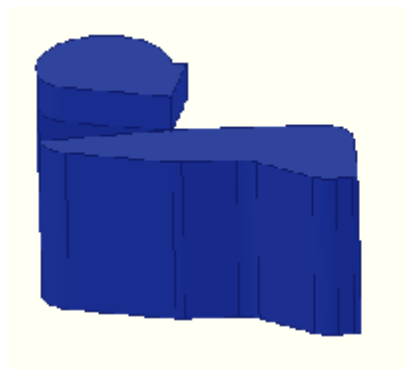
Obr. 16 Druhá část unášeče



Obr. 17 Unášec



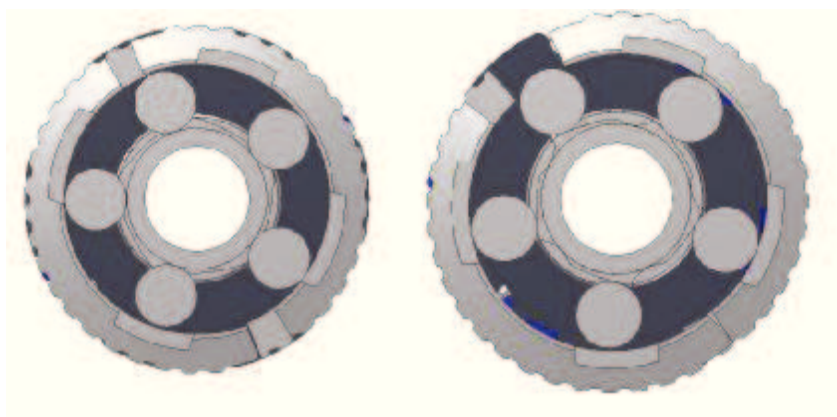
Obr. 18 Satelit



Obr. 19 Západka - unášec



Obr. 20 Brzdový kroužek



Obr. 21 Porovnání polohy brzdových elementů v klidu (vlevo) a při aktivní brzdě (vpravo)

- Korunové kolo

Na těle korunového kola (Obr. 22) se kromě ozubení planetového převodu nachází také drážky pro západky driveru, viz níže, a 2 západky (Obr. 23). Tyto západky slouží ke

spojení korunového kola a pouzdra převodovky. Na tyto západky působí pružinky, které mají tendenci západky otočit do aktivní polohy, tomu ale zabráňuje spojka, kterou jsou ovládány. Západky jsou aktivní v druhém a třetím převodu.



Obr. 22 Korunové kolo



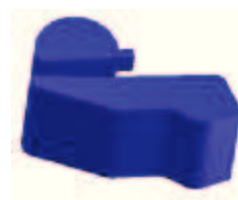
Obr. 23 Západka - korunové kolo

- Driver

Označení této součástky jsem převzal z anglické dokumentace od výrobce. Na driver (Obr. 26) je nasazen pastorek primárního převodu bicyklu, na tento prvek tedy vždy přichází vstupní krouticí moment. Součástí driveru jsou 2 páry západek, které slouží ke spojení driveru s korunovým kolem při prvním a druhém stupni. Při zařazení třetího převodového stupně na větší západky (Obr. 24) přestane tlačit spojka a působením pružinek se natočí a driver se s korunovým kolem rozpojí, takže se každá součástka může otáčet rozdílnou úhlovou rychlostí. Menší západky (Obr. 25) nejsou ovládány a vlivem větší úhlové rychlosti korunového kola při třetím stupni přeskakují v drážkách korunového kola, čímž vzniká charakteristické cvakání při šlapání.



Obr. 24 Západka – driver, velká



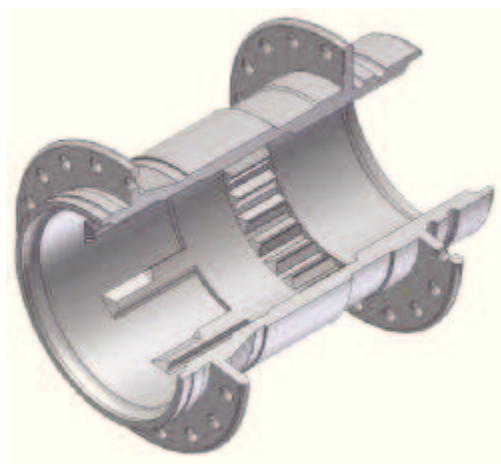
Obr. 25 Západka - driver, malá



Obr. 26 Driver

- Pouzdro

Pouzdro (Obr. 27) slouží k ochraně vnitřku převodovky před vnějšími vlivy, ale také se v něm nachází různá drážkování pro správnou funkci a v neposlední řadě na něm jsou zhotoveny otvory k uchycení výpletu kola.



Obr. 27 Pouzdro převodovky

- Další součásti převodovky

Převodovka dále obsahuje 3 ložiska, plastové víčko, víko s pákou k uchycení k rámu kola, pojistný kroužek, matici s drážkou pro těsnění a pryžové těsnění.



Obr. 28 Ložisko 1



Obr. 29 Ložisko 2



Obr. 30 Ložisko 3



Obr. 31 Plastové víčko



Obr. 32 Víko s pákou k uchycení k rámu kola



Obr. 33 Matice s pryžovým těsněním



Obr. 34 Pojistný kroužek

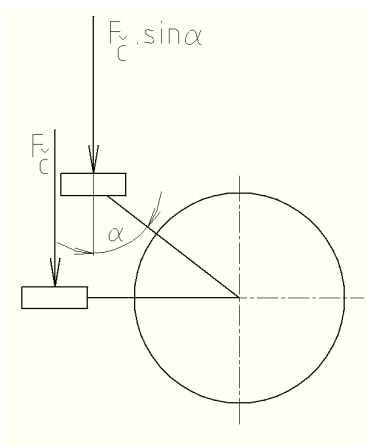
5 Silový a kinematický rozbor primárního převodu jízdního kola

5.1 Výpočet síly na pedálu

Při výpočtech budu brát v úvahu hmotnost průměrného člověka 75 kg. Pak jezdec může na pedál vyvinout maximální sílu dle rovnice (23):

$$F_{\epsilon} = m_{\epsilon} \cdot g = 75 \cdot 9,81 \doteq 750 \text{ N} \quad (23)$$

Síla, kterou jezdec na kole šlape do pedálů, závisí na správné technice šlapání. Největší sílu jezdec vyvine, když na pedál tlačí pod úhlem, který je tečnou k ozubenému kolu převodníku viz Obr. 35.



Obr. 35 Působení síly jezdce na pedál

Moment síly, kterou jezdec působí na pedál je dán vztahem:

$$M = F_{\epsilon} \cdot R_1 \cdot \sin \alpha \quad (24)$$

Kde: R_1 – rameno kliky pedálu

Při výpočtech budu vycházet z maximálního momentu síly, který je jezdec schopen vyvinout, podle rovnice (25).

$$M = F_{\epsilon} \cdot R_l \quad (25)$$

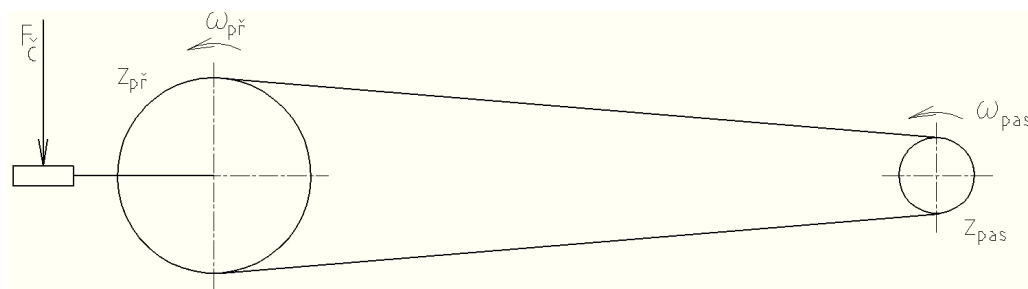
Jelikož mám k dispozici pouze převodovku samotnou, budu při výpočtech vycházet z rozměrů svého historického jízdního kola značky Liberta, na které by planetová převodovka šla namontovat výměnou za klasické torpédo.

Potřebné hodnoty jízdního kola Liberta:

- Rameno kliky pedálu: $R_l = 170 \text{ mm}$
- Počet zubů převodníku: $z_{př} = 46$
- Počet zubů pastorku: $z_{pas} = 18$
- Poloměr převodníku: $R_{př} = 97 \text{ mm}$
- Poloměr pastorku: $R_{pas} = 38 \text{ mm}$

5.2 Výpočet úhlové rychlosti na vstupu do převodovky

Dle (kadence) budu dále počítat s průměrnou kadencí šlapání $n_0 = 80 \text{ min}^{-1}$. Když znám počty zubů převodníku i pastorku, můžu si dle rovnice () vypočítat úhlovou rychlost na vstupu do převodovky.



Obr. 36 Schéma primárního převodu

Úhlová rychlost převodníku

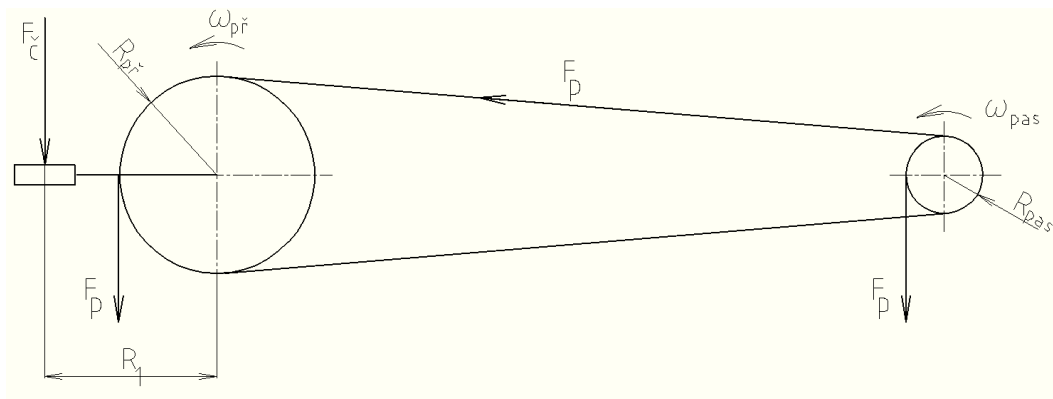
$$\omega_{př} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{př}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 80}{60} = 8,38 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (26)$$

Úhlová rychlost pastorku

Úhlová rychlost pastorku závisí na úhlové rychlosti převodníku, rovnice (26), a převodovým poměrem primárního převodu, který závisí na počtu zubů převodníku a pastorku.

$$\omega_{pas} = \frac{z_{př}}{z_{pas}} \cdot \omega_{př} = \frac{46}{18} \cdot 8,38 = 21,42 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (27)$$

5.3 Výpočet vstupního kroutícího momentu



Obr. 37 Silové poměry v primárním převodu

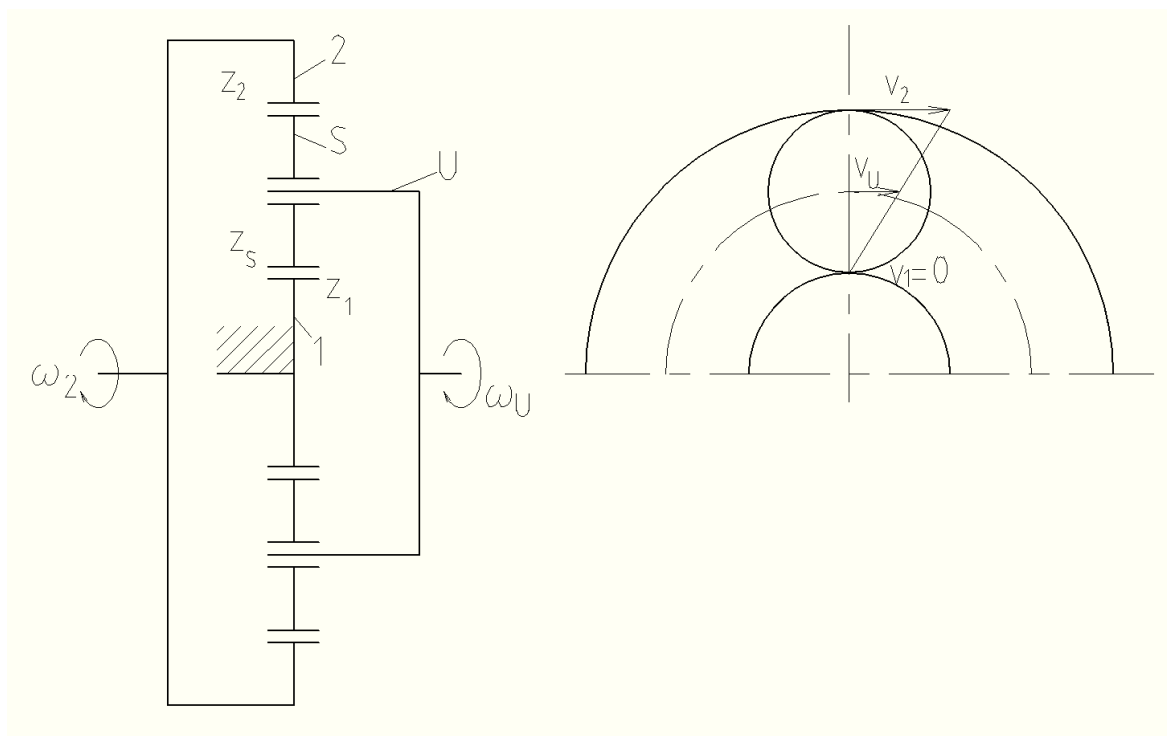
Budu uvažovat ideálně napnutý řetěz, tím pádem síla F_p od šlapání, rovnice (28), působí v celém řetězu.

$$\left. \begin{aligned} F_{\check{c}} \cdot R_1 &= F_p \cdot R_{př} \\ F_p &= \frac{F_{\check{c}} \cdot R_1}{R_{př}} = \frac{750 \cdot 170}{97} = 1314,4 \text{ N} \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Když znám sílu na obvod pastorku i jeho poloměr, mohu si dle rovnice (29) vyjádřit kroutící moment, který působí na vstup převodovky.

$$M_k = F_p \cdot r_{pas} = 1314,4 \cdot 0,038 \doteq 50 \text{ Nm} \quad (29)$$

6 Chování převodovky při jednotlivých převodových stupních



Obr. 38 Kinematické schéma převodovky

6.1 První stupeň

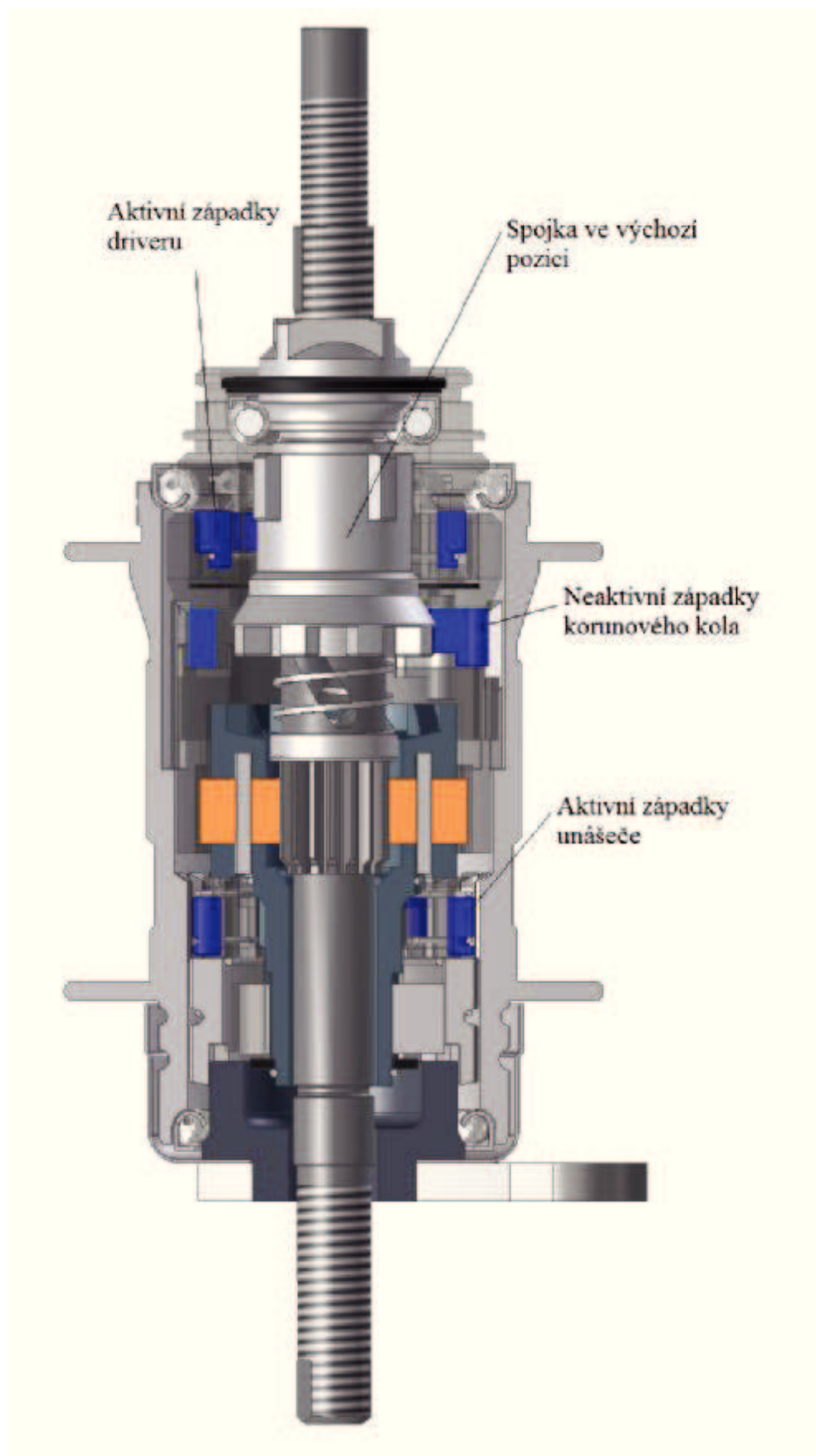
Na driver vstupuje od šlapání kroučící moment. Spojka je ve výchozí pozici, čímž zaručuje spojení driveru s korunovým kolem. Výstup je na unášечи, který je západkami spojen s pouzdrem (Obr. 39). Toto uspořádání lze vyjádřit vzorcem:

$$2 \rightarrow U(1) \quad (30)$$

6.1.1 Převodový poměr

V prvním stupni funguje převodovka jako reduktor, při určení převodového poměru budu vycházet z rovnice (15).

$$i_{2U}^1 = 1 + \frac{z_1}{z_2} = 1 + \frac{16}{44} = 1,364 \quad (31)$$



Obr. 39 Poloha vnitřních částí při prvním stupni

6.1.2 Úhlová rychlost na výstupu

Z rovnice (27) znám úhlovou rychlost na vstupu a z rovnice (31) převodový poměr, mohu si snadno vypočítat úhlovou rychlost na výstupu, rovnice (32):

$$\omega_U = \omega_2 \cdot \frac{1}{i_{2U}^1} = 21,42 \cdot \frac{1}{1,3636} = 15,71 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (32)$$

6.1.3 Moment na výstupu

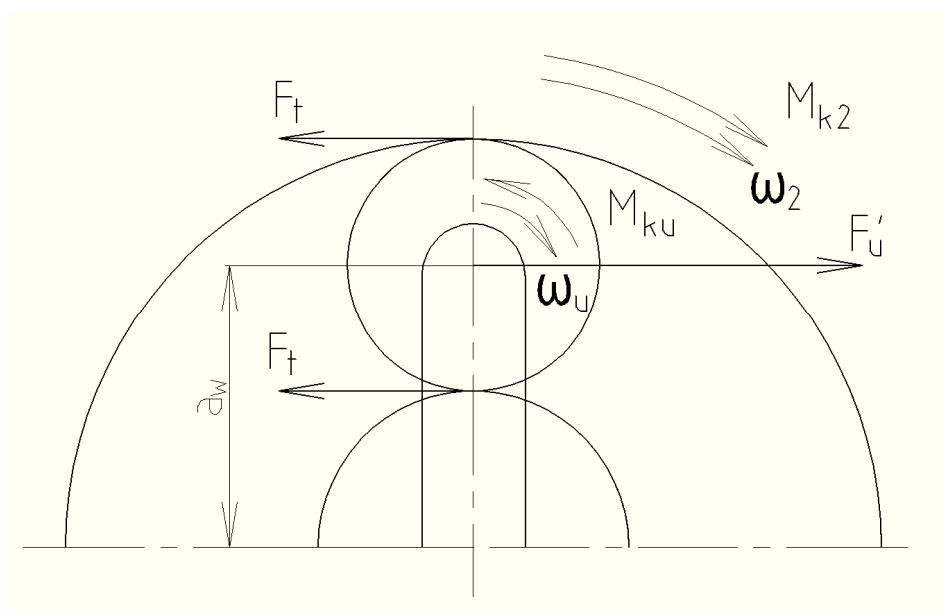
Vychází se z rovnováhy výkonů, rovnice (33). Obecně je kladný výkon takový, který se do zařízení přivádí, záporný je ten, který se odvádí. Pro momenty platí, že kladný je hnací moment, tj. moment, který má stejný smysl, jako je smysl otáčení. Zátěžný moment působí proti smyslu otáčení, proto se v rovnici rovnováhy bere jako záporný. Centrální kolo nekoná žádný pohyb, tudíž jsou jeho úhlová rychlost, výkon i moment nulové.

$$\left. \begin{array}{l} \sum P = 0 \\ P_1 + P_U + P_2 = 0 \\ M_{k1} \cdot \omega_1 + M_{k2} \cdot \omega_2 + M_{kU} \cdot \omega_U = 0 \\ \omega_1 = 0 \Rightarrow P_1 = 0 \\ P_2 + P_U = 0 \\ P_2 = -P_U \end{array} \right\} \quad (33)$$

Když dosadím do rovnice (33) za moment na korunovém kole M_{k2} vstupní moment M_k , rovnice (29) a již dříve vypočtené úhlové rychlosti, mohu si vyjádřit krouticí moment na výstupu, rovnice (34):

$$\left. \begin{array}{l} M_{k2} \cdot \omega_2 = -M_{kU} \cdot \omega_U \\ M_{kU} = -\frac{M_{k2} \cdot \omega_2}{\omega_U} \\ M_{kU} = -\frac{50 \cdot 21,42}{15,71} = -68,2 \text{ Nm} \end{array} \right\} \quad (34)$$

6.1.4 Silové poměry v ozubení



Obr. 40 Silové poměry při prvním stupni

Výpočet síly působící na unášec

$$\left. \begin{aligned} M_{ku} &= F_u \cdot a_w \\ F_u &= \frac{M_{ku}}{a_w} = \frac{-68,2}{0,01172} = -5819,1N \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

Jelikož má převodovka 4 satelity, síla působící na unášec, rovnice (35), se rovnoměrně rozloží na všechny 4 satelity:

$$F'_u = \frac{F_u}{s} = \frac{-5819,1}{4} = -1454,8N \quad (36)$$

Výpočet síly působící na ozubení

Při rovnoměrném pohybu musí být satelit v momentové a silové rovnováze, resp. Musí být v rovnováze vnější tečné síly z ozubení, působící na satelit, viz Obr. 40. Pak platí:

$$\left. \begin{aligned} F'_u + F_t + F_t &= 0 \\ F'_u + 2 \cdot F_t &= 0 \\ F_t &= -\frac{F'_u}{2} = -\frac{-1454,8}{2} = 727,4 N \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

Radiální síly z ozubení se vyruší a není třeba je uvažovat.

Z výše uvedeného vyplývá, že převodovka na výstupu sice sníží otáčky, ale na druhou stranu se zvýší krouticí moment, který působí na kolo. To je vhodné zejména při jízdě do kopce.

6.2 Druhý stupeň

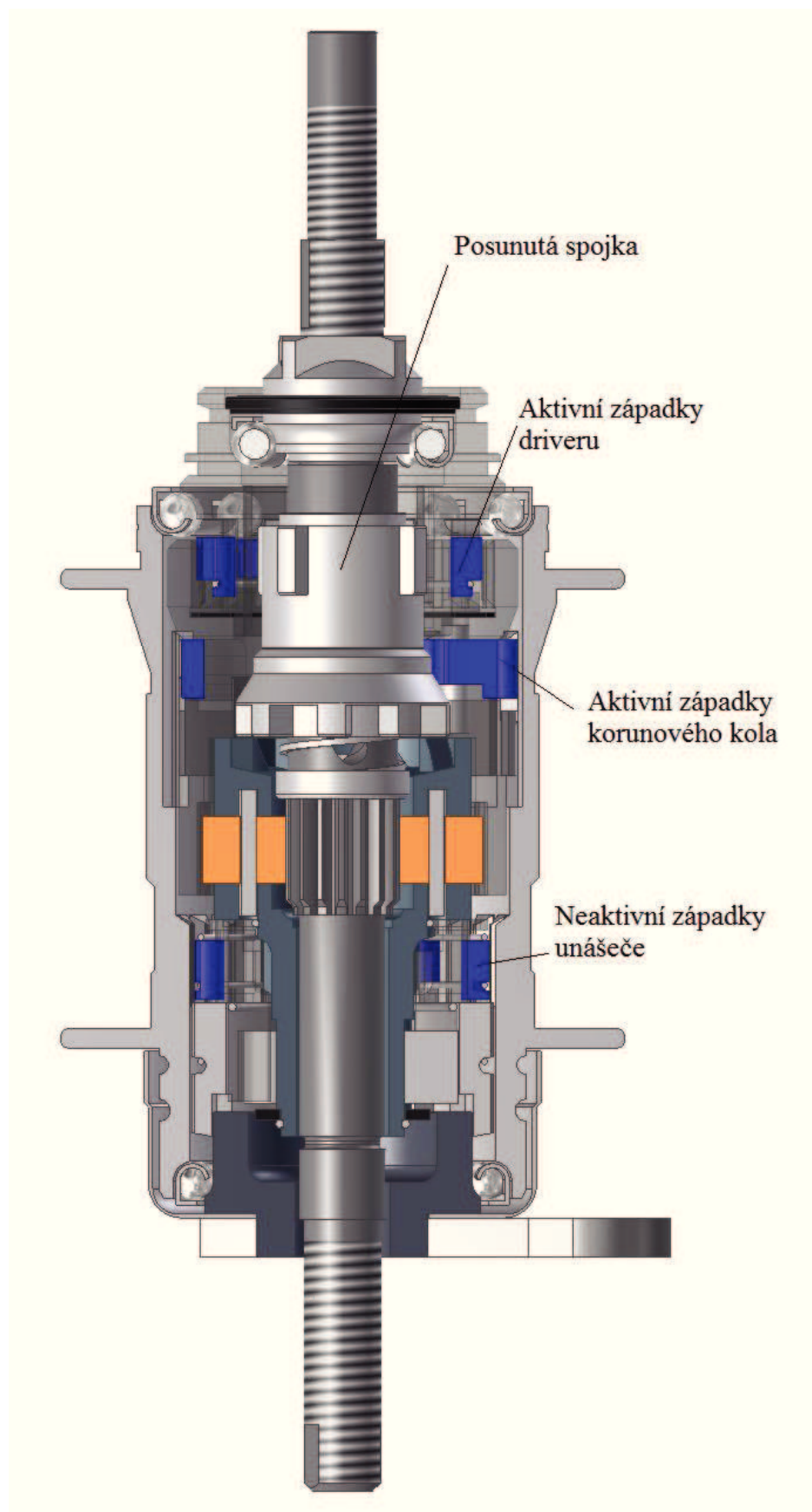
Druhý stupeň je direkt, čili převodový poměr je 1. Při tomto stupni nepřenáší krouticí moment ozubení, ale systém západek – spojka je řadícím mechanismem posunuta, tím pádem se aktivují západky na korunovém kole. Driver je západkami stále spojen s korunovým kolem, čímž se krouticí moment přenáší přímo z pastorku do pouzdra. Poloha vnitřních částí je znázorněna na (Obr. 41) Unášec se otáčí s nižší úhlovou rychlostí než pouzdro, což má za následek přeskakování západek unášeče v drážkování pouzdra. To vytváří při šlapání cvakavý zvuk.

6.2.1 Úhlová rychlost na výstupu

$$\omega_2 = 21,42 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

6.2.2 Moment na výstupu

$$M_{k2} \doteq 50 \text{ Nm}$$



Obr. 41 Poloha vnitřních částí při druhém stupni

6.3 Třetí stupeň

Spojka se dále posune, čímž zajistí spojení driveru s unášečem. Toto posunutí spojky má dále za následek deaktivaci západek na driveru. To znamená, že nyní už kroutící moment nevstupuje na korunové kolo, nýbrž na unášeč. Západky na korunovém kole jsou stále spojeny s pouzdem. To znamená, že na korunovém kole je výstup kroutícího momentu. Toto uspořádání lze vyjádřit vzorcem:

$$U \rightarrow 2(1) \quad (38)$$

6.3.1 Převodový poměr

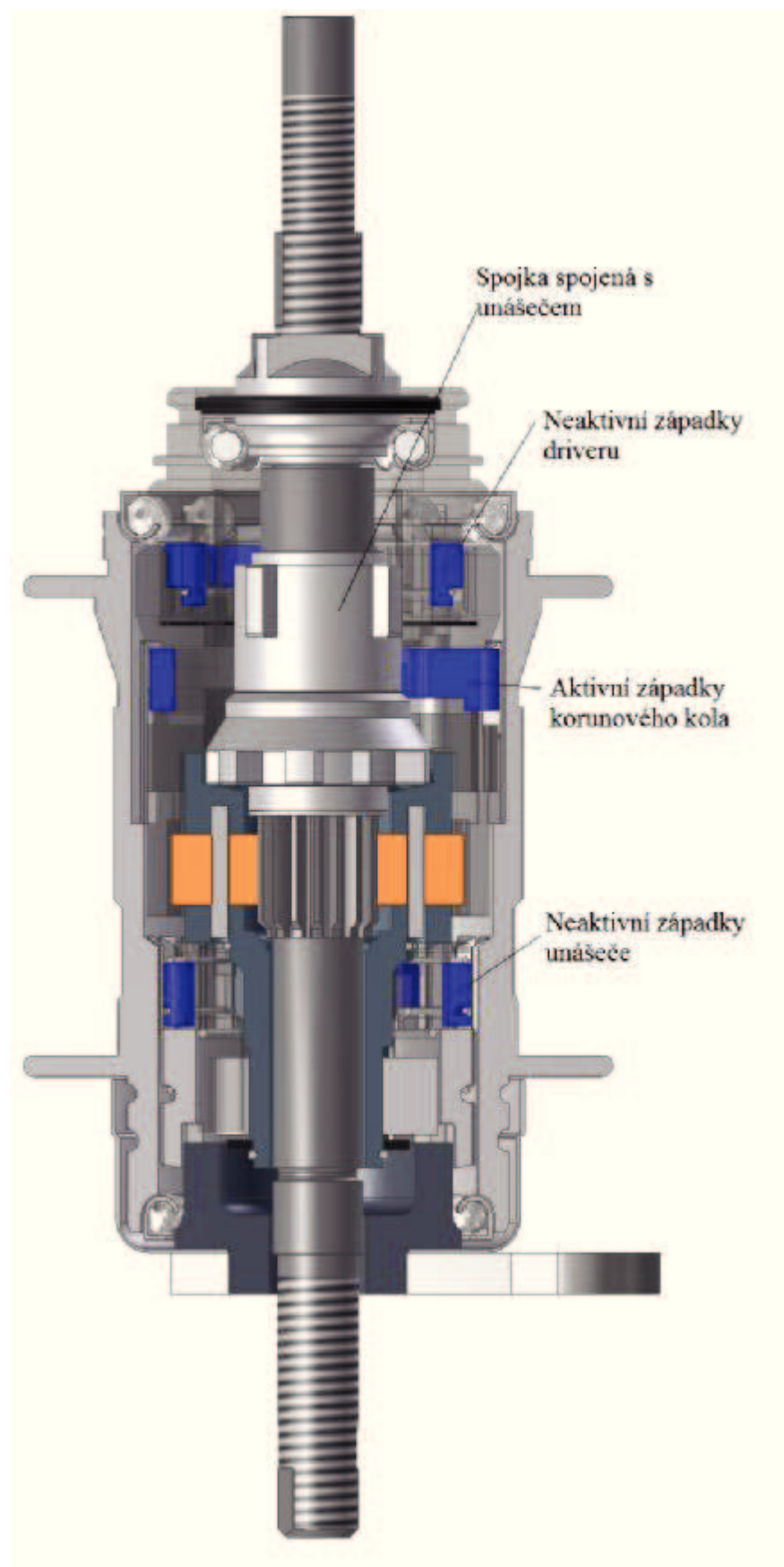
V třetím stupni funguje převodovka jako multiplikátor, při určení převodového poměru budu vycházet z rovnice (16).

$$i_{U2}^1 = \frac{1}{1 + \frac{z_1}{z_2}} = \frac{1}{1 + \frac{16}{44}} = 0,733 \quad (39)$$

6.3.2 Úhlová rychlost na výstupu

Z rovnice (27) znám úhlovou rychlost na vstupu a z rovnice (39) převodový poměr, mohu si snadno vypočítat úhlovou rychlost na výstupu, rovnice (32):

$$\omega_2 = \omega_U \cdot \frac{1}{i_{2U}^1} = 21,42 \cdot \frac{1}{0,733} = 29,21 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (40)$$



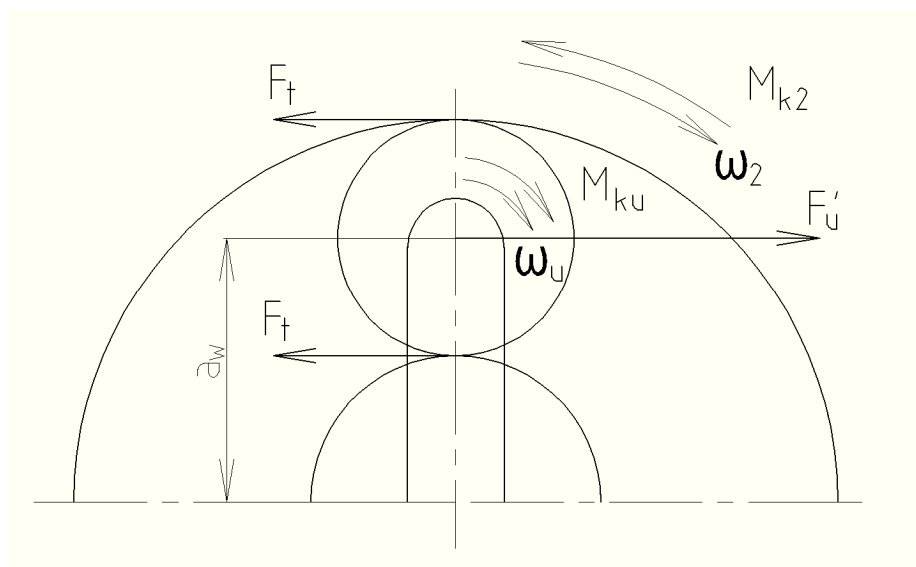
Obr. 42 Poloha vnitřních částí při třetím stupni

6.3.3 Moment na výstupu

Při výpočtu krouticího momentu na výstupu budu opět vycházet z rovnováhy výkonů, rovnice (33), Vstupní moment M_k , rovnice (29), budu nyní dosazovat za moment na unášce M_{kU} :

$$\left. \begin{aligned} M_{k2} \cdot \omega_2 &= -M_{kU} \cdot \omega_U \\ M_{k2} &= -\frac{M_{kU} \cdot \omega_U}{\omega_2} \\ M_{k2} &= -\frac{50,21,42}{29,21} = -36,7 Nm \end{aligned} \right\} \quad (41)$$

6.3.4 Silové poměry v ozubení



Obr. 43 Silové poměry při třetím stupni

Výpočet síly působící na unášec

$$\left. \begin{aligned} M_{kU} &= F_u \cdot a_w \\ F_u &= \frac{M_{kU}}{a_w} = \frac{50}{0,01172} = 4266,2 N \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

Výpočet síly působící na ozubení

$$F_u' = \frac{F_u}{s} = \frac{4266,2}{4} = 1066,6N \quad (43)$$

$$F_t = -\frac{F_u'}{2} = -\frac{1454,8}{2} = -533,3N \quad (44)$$

Z výše uvedeného vyplývá, že převodovka na výstupu zvýší otáčky, ale sníží kroutící moment působící na kolo. Toho lze využít při rychlé jízdě na rovině nebo z kopce.

7 Pevnostní kontrola ozubení

Pevnostní kontrolu ozubení provedu pouze pro případ, kdy na ozubení působí největší síla. Z porovnání sil v ozubení z rovnic (37) a (44) je zřejmé, že v ozubení působí největší síla při prvním převodovém stupni. Tuto sílu budu zadávat jako zatížení při zadávání vstupních parametrů do katedrálního software CSNw [8], který kontroluje ozubení na základě normy ČSN 01 468. Kontrola se musí provést ve dvou fázích: nejprve se zkontroluje ozubení mezi centrálním kolem a satelitem a poté mezi satelitem a korunovým kolem.

Jelikož neznám materiál, ze kterého jsou ozubená kola vyrobena, budu předpokládat, že je ozubení povrchově opraveno například cementováním. Do programu CSNw tedy jako materiál zadávám ocel 14 220, která je cementovaná a kalená.

OHYB		DOTYK	
σ_{F1}	= 434.4	σ_{H1}	= 1842.8
σ_{F2}	= 368.0	σ_{H2}	= 1842.8
σ_{FP1}	= 700.0	σ_{HP1}	= 1270.0
σ_{FP2}	= 700.0	σ_{HP2}	= 1270.0
S_{F1}	= 1.611	S_{H1}	= 0.689
S_{F2}	= 1.902	S_{H2}	= 0.689
σ_{Fmax1}	= 868.9	σ_{Hmax1}	= 2606.1
σ_{Fmax2}	= 736.1	σ_{Hmax2}	= 2606.1
σ_{FFmax1}	= 1400.0	σ_{HPmax1}	= 2600.0
σ_{FFmax2}	= 1400.0	σ_{HPmax2}	= 2600.0
K_F	= 1.380	$K_{H\alpha}$	= 1.200
$K_{F\alpha}$	= 1.200	$K_{H\beta}$	= 1.150
$K_{F\beta}$	= 1.150	K_A	= 1.000
Y_ϵ	= 0.963	Z_ϵ	= 0.992
Y_{FS1}	= 2.696	Z_H	= 2.007
Y_{FS2}	= 2.712	Z_{R1}	= 1.000
Y_{Fa1}	= 1.733	Z_{R2}	= 1.000
Y_{Fa2}	= 1.713	Z_E	= 191.646
Y_{Sa1}	= 1.555	Z_β	= 1.000
Y_{Sa2}	= 1.583		

Obr. 44 Pevnostní kontrola centrální kolo – satelit [8]

ČSN 01 4686 verze 3.0 © M. Němček 2011

Úplný výpočet Zjednodušený výpočet ☒ ČSN ☐ DIN (B) ☐ DIN (C)

Typ ozubení
☐ Vnější
☒ Vnitřní

Geometrie
Materiály
Zatížení
Rozměry

KHB
Součinitele

Tisk

Konec

Výpočet

OHYB				DOTYK			
σ_{F1}	= 393.2	σ_{F2}	= 640.9	σ_{H1}	= 1314.5	σ_{H2}	= 1314.5
σ_{FP1}	= 700.0	σ_{FP2}	= 700.0	σ_{HP1}	= 1270.0	σ_{HP2}	= 1270.0
S_{F1}	= 1.780	S_{F2}	= 1.092	S_{H1}	= 0.966	S_{H2}	= 0.966
σ_{Fmax1}	= 786.5	σ_{Fmax2}	= 1281.8	σ_{Hmax1}	= 1859.0	σ_{Hmax2}	= 1859.0
σ_{FPmax1}	= 1400.0	σ_{FPmax2}	= 1400.0	σ_{HPmax1}	= 2600.0	σ_{HPmax2}	= 2600.0
K_F	= 1.380	K_{Fv}	= 1.000	σ_{HO1}	= 1119.0	σ_{HO2}	= 1119.0
$K_{F\alpha}$	= 1.200	$K_{F\beta}$	= 1.150	K_H	= 1.380	K_{Hv}	= 1.000
Y_ϵ	= 0.805	Y_β	= 1.000	$K_{H\alpha}$	= 1.200	$K_{H\beta}$	= 1.150
Y_{FS1}	= 2.920	Y_{FS2}	= 5.652	K_A	= 1.000	K_{AS}	= 2.000
Y_{Fa1}	= 1.878	Y_{Fa2}	= 1.883	Z_ϵ	= 0.945	Z_H	= 2.411
Y_{Sa1}	= 1.555	Y_{Sa2}	= 3.002	Z_{R1}	= 1.000	Z_{R2}	= 1.000
				Z_E	= 191.646	Z_β	= 1.000

Obr. 45 Pevnostní kontrola korunové kolo – satelit [8]

Z výsledků (Obr. 44), (Obr. 45) je patrné, že hodnoty součinitelů bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů S_{H1} , S_{H2} jsou menší než 1. To je částečně dáno neznalostí materiálu ozubených kol. Dále to je dáno tím, že se nejedná o profesionální převodovku a výrobce mohl převodovku dimenzovat v oblasti časované pevnosti. V neposlední řadě jezdec nepůsobí maximálním zatížením po celou dobu jízdy.

8 Závěrečné zhodnocení

Předmětem bakalářské práce bylo provést kinematický a konstrukční rozbor třístupňové planetové převodovky jízdního kola Shimano Nexus Inter 3. V úvodu byla krátce popsána historie planetových převodovek. Následující kapitola se zabývala popisem základních pojmů z oblasti ozubení, popis planetových převodovek a jejich funkčních stavů.

Ve čtvrté kapitole byl proveden konstrukční rozbor převodovky, kontrola podmínek smontovatelnosti, určení korekcí a popis všech částí převodovky.

Pátá kapitola je věnována výpočtům primárního převodu jízdního kola. Jedná se o výpočty úhlové rychlosti a kroutícího momentu vstupujících do převodovky.

V šesté kapitole je podrobně rozebráno chování převodovky a jejích vnitřních částí při jednotlivých převodových stupních. Dále byly vypočítány převodové poměry, kroutící momenty a úhlové rychlosti na výstupu při všech převodových stupních. Převodovkou byly při všech převodových stupních vedeny řezy, na kterých lze vidět porovnání poloh vnitřních částí se změnou převodového stupně.

Poslední kapitola se zabývá pevnostní kontrolou ozubení převodovky. Ta byla provedena ve dvou fázích (kontrola mezi centrálním kolem a satelitem, kontrola mezi satelitem a korunovým kolem) pro první převodový stupeň, při kterém na ozubení převodovky působí největší zatížení. Z výsledků (Obr. 45,46) je patrné, že výrobce dimenzoval převodovku v oblasti časované pevnosti, jelikož se nejedná o převodovku pro profesionální použití.

9 Seznam použité literatury

[1]: BARONI, Francesco. *Bicykl: Historie, mýty, posedlost*. Vercelli: Rebo Productions, 2011. ISBN 978-80-255-0459-8.

[2]: SVOBODA, Jiří. *Planetové převody*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 1998, 90 s. ISBN 80-010-1830-X.

[3]: MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů* [online]. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005, 645 s. [cit. 2012-05-13]. ISBN 978-80-248-0878-9. Dostupné z:

http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Prednasky_VaKSD.pdf

[4]: JELÍNEK, Jan. Kadence. *3athlon* [online]. 2006 [cit. 2012-05-13]. Dostupné z:

http://www.3athlon.com/seminarni_prace/kadence.htm

[5]: HAMERNÍK, Jan. Výroba ozubení. © *Mgr. Jan Hamerník, 2005* [online]. 2006 [cit. 2012-05-13]. Dostupné z: <http://jhamernik.sweb.cz/Ozubeni.htm>

[6]: CEPAC MORAVA. *Ozubené převody* [online]. 2007 [cit. 2012-05-13]. Dostupné z:

http://www.spssol.cz/~vyuka/PREDMETY/SPS/ozubene_prevody.pdf

Software:

[7]: NĚMČEK, Miloš. *Geometrie*.

[8]: NĚMČEK, Miloš. *CSNw*.

Poděkování

Tímto chci poděkovat prof. Ing. Vladimíru Moravcovi CSc. za odborné vedení a věcné rady a také vedoucímu katedry prof. Dr. Ing. Miloši Němčekovi za rady, které byly cenným podkladem při vypracování mé bakalářské práce.

10 Přílohy

Sestavný výkres: VON090-00

CD – ROM s textem práce a dokumentací v zadaném rozsahu.